УДК 621.9.06:628.5

О.А.КАЛАШНИКОВА, С.А.ШАМШУРА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ШУМООБРАЗОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДЛИННОМЕРНЫХ ДЕТАЛЕЙ В СОРАЗМЕРНЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Приведены результаты теоретического описания шумообразования крупногабаритного оборудования в соразмерном помещении при наличии шумозащитной конструкции. Исходя из условий обеспечения санитарных норм шума получено выражение необходимой толщины элементов звукоизолирующей конструкции. Определены зависимости мощности применительно к длинномерным деталям.

Ключевые слова: *шумозащита, щумоглушение, уровни шума, соразмерные помещения.*

Введение. Особенности эксплуатации оборудования для обработки длинномерных деталей заключаются в том, что вследствие повышенной шумности это оборудование располагается в отдельном помещении. Кроме этого габаритные размеры самого оборудования одного порядка с размерами производственного помещения, что соответствует категории соразмерных помещений.

Постановка задачи. Для выполнения санитарных норм шума следует проектировать системы шумозащиты и рассчитывать их по критерию эффективности шумоглушения (ΔL):

$$\Delta L = L_i - L_{ci} \,, \qquad (1)$$

где L_i – уровни шума источника, дБ; L_{ci} – санитарные нормы шума, дБ.

Уровни шума в помещении при условии расположения источника шума под звукозащитным ограждением определяются по формуле [1]:

$$L = L_{W огр} + 10\lg\left(\frac{\chi_{огр}}{S_{огр}} + \frac{4\psi_{огр}}{B_{огр}}\right) + 10\lg S - ЗИ + 10\lg\left(\frac{\chi_{П}}{S_{P}} + \frac{4\psi_{П}}{B_{П}}\right) - \quad ,\text{дБ}, \qquad (2)$$

где $B_{огр}$ и $B_{П}$ – постоянные ограждения и производственного помещения, м^2; $S_{огр}$ – площадь внутренней поверхности звукозащитного ограждения, м^2; χ и ψ – коэффициенты звукового поля над ограждением в производственном помещении; *ЗИ* – звукоизоляция ограждения, дБ; L_W – уровни звуковой мощности источника шума, дБ.

Методы решения. Для оборудования обработки и испытаний длинномерных изделий характерно то, что длина существенно больше ширины и высоты. Поэтому целесообразно применять систему шумозащиты в виде оболочек полуцилиндрической формы или комбинации цилиндрических и плоских элементов. Значительная длина установки определяет соотношение $r/l > 1$, где r – расстояние от центра источника шума до расчетной точки, м; l – длина лонжерона, м. Поэтому χ=4 [1], и в этом случае выражение (2) примет вид:

$$L = L_{Wоб} - ЗИ + 10\lg\left(1 + \psi \frac{S_{об} - \sum_{i=1}^{k_1} \alpha_{iоб} S_{iоб}}{\sum_{i=1}^{k_1} \alpha_{iоб} S_{iоб}}\right) +$$

$$+ 10\lg\left(\frac{0,32}{r^2} + 4\psi_{П} \frac{S_{П} - \sum_{i=1}^{k_2} \alpha_{iП} S_{iП}}{\sum_{i=1}^{k_2} \alpha_{iП} S_{iП}}\right), \qquad (3)$$

где $\alpha_{iоб}$ и $\alpha_{iП}$ – частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения системы шумозащиты оборудования и производственного помещения; $S_{iоб}$ и $S_{iП}$ – площади соответствующих элементов системы шумозащиты оборудования и производственного помещения, м^2; k_1 – количество элементов системы шумозащиты оборудования; k_2 – количество элементов производственного помещения;

$$\psi = \frac{S - 1,3\sum_{i=1}^{k} \alpha_i S_i}{S - \sum_{i=1}^{k} \alpha_i S_i} \text{ при } 0 < \frac{\sum_{i=1}^{k} \alpha_i S_i}{S - \sum_{i=1}^{k} \alpha_i S_i} \le 1,5;$$

$$\psi = 0,55 \text{ при } \frac{\sum_{i=1}^{k} \alpha_i S_i}{S - \sum_{i=1}^{k} \alpha_i S_i} > 1,5.$$

Поскольку система шумозащиты предназначена обеспечить выполнение санитарных норм шума, то в левую часть выражения (3) следует подставить предельно допустимые октавные уровни шума. Тогда требуемое значение звукоизоляции определяется следующим образом:

$$ЗИ = L_W - L_{Cоб} + 10\lg\left(1 + \psi \frac{S_{об} - \sum_{i=1}^{k_1} \alpha_{iоб} S_{iоб}}{\sum_{i=1}^{k_1} \alpha_{iоб} S_{iоб}}\right) +$$

$$+ 10\lg\left(\frac{0,32}{r^2} + 4\psi_{П} \frac{S_{П} - \sum_{i=1}^{k_2} \alpha_{iП} S_{iП}}{\sum_{i=1}^{k_2} \alpha_{iП} S_{iП}}\right). \qquad (4)$$

При конструировании ограждения следует учесть, что воздушный зазор между источником шума и внутренней поверхностью ограждения должен быть минимально возможным, поскольку резонансы внутреннего воздушного объема приводят к уменьшению звукоизолирующей способно-

сти конструкции, а также то, что система шумозащиты не должна занимать лишней производственной площади.

Стремление к минимизации поверхности системы шумозащиты исключает (или очень сильно ограничивает) возможность варьирования геометрическими размерами. Поэтому для достижения требуемой величины звукоизоляции в распоряжении конструктора остаются только два показателя – материалы элементов ограждения и их толщина.

Звукоизоляция однослойной плоской тонкостенной (в сравнении с длиной и высотой) звукоизолирующей конструкции определяется следующими зависимостями [2]:

при $f \le \dfrac{c_0^{\,2}}{1{,}8c_{огр}h_{огр}}$ $\quad ЗИ = 20\lg\left(\rho_{огр}h_{огр}f\right) - 60дБ$; (5)

при $f > \dfrac{c_0^2}{1{,}8c_{огр}h_{огр}}$ $\quad ЗИ = 20\lg\dfrac{\pi f\rho_{огр}h_{огр}}{\rho_0 c_0} + 5\lg\dfrac{1{,}8c_{огр}h_{огр}}{c_0^{\,2}}f + \lg\eta + 3дБ$, (6)

где ρ_0 и c_0 – плотность (кг/м^3) и скорость (м/с) в воздухе; $\rho_{огр}$ – плотность материала ограждения, кг/м^3; $h_{огр}$ – толщина стенки ограждения, м; $c_{огр}$ – скорость распространения продольной волны в материале ограждения, м/с; η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Приведем зависимость (6) к следующему виду:

$$ЗИ = 20\lg\rho_{огр} + 25\lg f + 25\lg h_{огр} + \lg\eta - 64дБ\ . \qquad (7)$$

С учетом зависимости (4) получим формулу для определения толщины стенки звукозащитной конструкции, необходимой для выполнения санитарных норм шума:

при частотах ниже граничной

$$\lg h_{огр} = 0{,}05(L_W - L_C) + 0{,}5\lg\left[1 + \psi_{об}\frac{S_{об} - \sum_{i=1}^{k_1}\alpha_{iоб}S_{iоб}}{\sum_{i=1}^{k_1}\alpha_{iоб}S_{iоб}}\right] +$$

$$+0{,}5\lg\left[\frac{0{,}32}{r^2} + 4\psi_{П}\frac{S_{П} - \sum_{i=1}^{k_2}\alpha_{iП}S_{iП}}{\sum_{i=1}^{k_2}\alpha_{iП}S_{iП}}\right] - \lg\rho_{огр}f + 3; \qquad (8)$$

при частотах выше граничной

$$\lg h_{огр} = 0{,}04(L_W - L_C) + 0{,}4\lg\left[1 + \psi_{об}\frac{S_{об} - \sum_{i=1}^{k_1}\alpha_{iоб}S_{iоб}}{\sum_{i=1}^{k_1}\alpha_{iоб}S_{iоб}}\right] +$$

$$+0{,}04\lg\left[\frac{0{,}32}{r^2} + 4\psi_{П}\frac{S_{П} - \sum_{i=1}^{k_2}\alpha_{iП}S_{iП}}{\sum_{i=1}^{k_2}\alpha_{iП}S_{iП}}\right] - \lg\rho_{огр}f - 0{,}04\lg\eta + 2{,}56. \qquad (9)$$

Полученные выражения (8), (9) справедливы для ограждающих конструкций, выполненных из одного материала и с высокой степенью герметизации. Если звукоизолирующая конструкция состоит из элементов с различной звукоизоляцией, то расчет эффективности производим по формуле [1]:

$$ЗИ = ЗИ_o - 10\lg \frac{S + \sum_{1}^{k_3} S_i \, 10^{0,1\left(ЗИ_o - ЗИ_i\right)}}{S_o + \sum_{1}^{k_3} S_i}, \qquad (10)$$

где $ЗИ_o$ – звукоизоляция основной конструкции, дБ; S_o – площадь основной конструкции, м^2; $ЗИ_i$ и S_i – звукоизоляция (дБ) и площадь i-го элемента.

В этом случае получить в явном виде зависимость требуемой толщины элементов системы шумозащиты невозможно и расчет следует проводить численными методами.

Звукоизоляция цилиндрического ограждения по данным работы [1] определяется следующим образом:

$$ЗИ_ц = 20\lg\left|1 + \frac{m_0 n}{2\rho R_k}\left(1 - \frac{R_y}{R_{ku}}\right)^{2n}\left(1 - \frac{\left(k_m^2 + \frac{n^2}{R_k^2}\right)^2}{k^2}\right)\frac{\left(k_m^2 - k_t^2\right)\left(k_{mП}^2 - k^2\right)_П k^2 \frac{n^2}{R_k^2}}{\left(k_m^2 + \frac{n^2}{R_k^2} - k_o^2\right)\left(k_m^2 + \frac{n^2}{R_k^2} - k_t^2\right)}\right|, \qquad (11)$$

где $k_o = \dfrac{2\pi f}{c_o}$; $k_П = 2\pi f\sqrt{\dfrac{\rho}{E}}$; $k_t = 2\pi f\sqrt{\dfrac{2\rho\left(1 + \mu\right)}{E}}$;

$R_u = \sqrt[4]{12\left(1 - \mu^2\right)\dfrac{\left(2\pi f\right)^2 m}{Eh^3}}$; $k_m = \dfrac{m\pi}{l}$, m и n – числа, определяющие соответствующую моду колебаний цилиндрической оболочки.

Если система шумозащиты конструируется в виде Г и П-образных элементов, формула (4) примет вид:

$$\begin{aligned} ЗИ_{треб} = {} & 0,1\lg\left(L_w - L_c\right)\left(\frac{2\lambda 10^{-0,1ЗИ}}{\pi R^2} arc\,\mathrm{tg}\frac{ab}{2D\sqrt{4D^2 + a^2 + b^2}} + \frac{RD}{4\pi}\left(1 - 0,6a_\cdot\right)\right. \\ & + \frac{1}{R_{bi}^3 D_{bi}^2}\, arc\,\mathrm{tg}\frac{b}{2D_{bi}}\; \frac{1}{R_b^3 D_{b_2}^2}\, arc\,\mathrm{tg}\frac{ab}{D_{a_2}\sqrt{4D_{a_2}^2 + a^2 + 4h_p^2}} \\ & + \frac{1 - \alpha_э}{\pi h_p^2}\, arc\,\mathrm{tg}\frac{4\left(D - R\right)b^2 h_p}{4b^2 h_p + \left(Db + 2Dh\right)\left(Db - 2hR\right)} + \frac{1 - \alpha_э}{\left(h_u + h_p\right)^2 + r_0^2} + \\ & \left. + \lg\left(\frac{\chi}{4\pi r_u^2} + \frac{4\psi}{B}\right)\right). \end{aligned} \qquad (12)$$

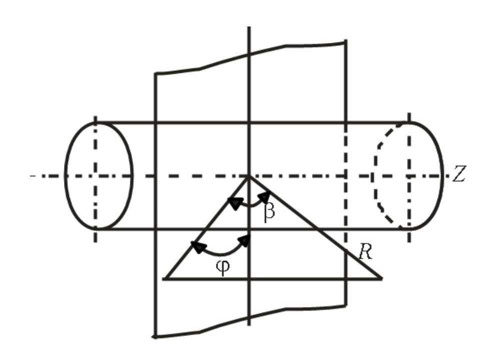
Для теоретического обоснования акустической эффективности средств шумозащиты на этапе проектирования участков испытаний на виб-

ропрочность необходимо определить звуковую мощность самих источников.

Анализ конструктивных особенностей оборудования для виброударного упрочнения, наклепа и динамических испытаний позволяет свести все многообразие конфигураций упрочняемых изделий к двум типам излучателей: линейному источнику и монополю. У длинномерных деталей длина намного больше максимального размера поперечного сечения. Поэтому в качестве модели излучателя звука принят линейный. Звуковое давление, создаваемое таким излучателем для любых распределений колебательных скоростей на поверхности, определяется выражением [1]:

$$P(r,\varphi,z)=\frac{\sqrt{2}i\omega\rho}{\sqrt{\pi}k_0R}\sum_{m_\mu=-\infty}^{\infty}\frac{B_{m_\mu}(k_0\sin\beta)e^{ik_0R}}{\cos\beta\; H^1_{m_\mu}(k_0R\cos\beta)}\exp i\left(m_\mu\varphi-\frac{2m_\mu+1}{2}\pi\right),\qquad(13)$$

где $B_{m_\mu}=\dfrac{1}{(2\pi)^{1,5}}\displaystyle\int_0^{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}V(\varphi,z)\exp-i\left(m_\mu\varphi+k_0\sin\beta\, z\right)d\varphi\, dz$ – функция, зависящая от амплитудно-фазового распределения колебательной скорости на поверхности лонжерона; $H^1_{m_\mu}\left(\sqrt{k_0^2-k_0^2\sin^2\beta}\; r\right)$ – функция Ганкеля первого рода m_μ-порядка (рисунок); F(z)- площадь поперечного сечения, м; k_0 – волновое число, 1/м; ρ – плотность воздуха, кг/м^3; *c* – скорость звука в воздухе, м/с.



Расчетная схема шумообразования лонжерона

Возмущающее воздействие от технологической нагрузки, что характерно, вызывает колебания лонжерона как твердого тела, т.е. порядок колебаний $m_\mu = 1$.

Тогда выражение (13) примет вид

$$P=\sqrt{\frac{2}{\pi}}\frac{i\omega\rho}{k_0R}\frac{B_{m_\mu}e^{ik_0R}}{\cos\beta\; H^1_{m_\mu}\left(k_0\sqrt{\frac{F(z)}{\pi}}\cos\beta\right)}\exp i\left(\varphi-\frac{3}{4}\pi\right).\qquad(14)$$

Для рассматриваемого случая осевая вибрация меньше радиальной, поэтому распределение колебательной скорости на поверхности лонжерона представим в виде:

$$V(\varphi, z) = \begin{cases} V(z)e^{i\varphi} & \text{при} \quad 0 \quad z \quad l; \\ 0 \text{при} & . \quad |z| > l \end{cases} \tag{15}$$

Подставляя это выражение в выражение (13), B получим (при m_μ =1)

$$B_{m_\mu} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\ell} V(z) \exp - i(k_0 z \sin\beta)\, dz\,. \tag{16}$$

Параметры источника шума (геометрические размеры, спектр собственных мод колебаний) определяют характер излучения. Для низкочастотной части спектра выполняется соотношение $k_0 R_ц \cos\beta < 1$.

Заменив производную функции Ганкеля ее асимптотическим представлением [3]

$$H^1(k_0 R_ц \cos\beta) = i\frac{1}{\pi} \frac{2}{k_0 \sqrt{\frac{F(z)}{\pi}} \cos\beta}^{2}, \tag{17}$$

получим выражение звукового давления в следующем виде

$$|P| = 0{,}03 \frac{f_k^2 B_{m_\mu} F(z)}{R} \cos\beta \exp i \left(k_0 R + \varphi - \frac{3\pi}{4} \right), \tag{18}$$

где f_k – собственная мода колебаний, Гц; $F(z)$ – площадь поперечного сечения упрочняемого изделия, м^2.

Для средне и высокочастотной части спектра выполняется соотношение $k_0 R_ц \cos\beta > 1$. Заменив производную функции Ганкеля ее асимптотическим представлением

$$H^1(k_0 R_ц \cos\beta) = -i\sqrt{\frac{2}{\pi k_0 R_ц \cos\beta}} \exp i \left(k_0 R_ц \cos\beta - \frac{5\pi}{4} \right), \tag{19}$$

получим выражение звукового давления

$$|P| = 43 \frac{f_k^2 B_{m_\mu} f_k^{0,5} F(z)^{0,25} \cos^{0,5}\beta}{R} \exp i(k_0 R + k_0 R_ц \cos\beta - 2\pi)\,. \tag{20}$$

Звуковая мощность определяется известными соотношениями, связывающими звуковое давление, интенсивность звука и звуковую мощность [3]

$$W = \frac{P^2}{\rho c} F_n, \tag{21}$$

где F_n – площадь поверхности источника звука, м^2.

Для упрочняющего инструмента и вибратора на стендах динамических испытаний в качестве модели источника шума принят монополь, звуковое давление которого определяется как [3]

$$P = \frac{V_k f_k \rho F}{2R\sqrt{1 + (k_0 r_0)^2}} \exp i \left(2\pi f_k - k_0 (R - r_0) + \varphi - \frac{\pi}{2} \right), \tag{22}$$

где V_k – скорость колебаний корпуса, м/с; r_0 – максимальный линейный размер источника, м.

Таким образом, задача теоретического определения уровней шума сводится к определению скоростей колебаний на собственных частотах отдельных источников, возбуждаемых технологической нагрузкой или воздействием вибратора при динамических испытаниях.

Выводы. Как видно из полученных выражений, требуемая звукоизоляция определяется геометрическими и механическими параметрами самого ограждения, что уже известно на этапе проектирования. Фактический расчет систем шумозашиты определяется зависимостями скоростей колебаний на собственных модах колебаний самого источника (V_k).

Библиографический список

1. Борисов Л.П. Звукоизоляция в машиностроении / Л.П.Борисов, Д.Р.Гужас. – М.: Машиностроение, 1990. – 250 с.
2. Иванов Н.И. Основы виброакустики /Н.И.Иванов, А.С.Никифоров. – СПб.: Политехника, 2000 – 412 с.
3. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций: справочник /А.С.Никифоров. – Л.: Судостроение, 1990. – 200с.

Материал поступил в редакцию 17.11.08.Рецензия

S.A.SHAMSHURA, O.A.KALASHNIKOVA

MODELLING OF FORMATION OF NOISE OF THE EQUIPMENT FOR PROCESSING OF LENGTHY DETAILS IN PROPORTIONAL PREMISES

In article results of the theoretical description шумообразования the large-sized equipment in a proportional premise are resulted at presence шуморзащитной designs. Proceeding from conditions of maintenance of a sanitary code of noise expression of a necessary thickness of elements of a soundproofing design is received. Dependences of capacity with reference to lengthy details are received.

Шамшура Сергей Александрович (р.1977), доцент кафедры «Вертолетостроение» института «Управление и Инновации авиационной промышленности», кандидат технических наук (2006). Окончил Ростовский государственный университет путей сообщения (1999), вечернее отделение механико-математического факультета Ростовского государственного университета (2000).
Область научных интересов: виброакустическая динамика технологических систем.
Имеет 20 научных публикаций.

Калашникова Оксана Александровна, инженер ОАО «Роствертол». Окончила ЮРГТУ по специальности «Технология электро-химических производств» (2006).

Область научных интересов: виброакустическая динамика технологических систем.
Имеет 3 публикации.